

А.П. ПОПОВ, д.т.н., зав. каф. механики и конструирования машин НУК
им. адм. Макарова, г. Николаев

А.И. МИРОНЕНКО, нач. отдела редукторов ГП НПКГ "Зоря"-Машпроект",
г. Николаев

ЗУБЧАТАЯ ПЕРЕДАЧА С ТОЧЕЧНЫМ КОНТАКТОМ ЗУБЬЕВ

Уперше з урахуванням нелінійної залежності між деформаціями і напруженнями вирішено контактне завдання стосовно нової конструкції зубчастої передачі з просторовою точковою системою зацеплення евольвентних зубів. Отримано вирази для визначення розмірів еліптичного майданчика контакту і максимальних контактів напруження. Показана висока здатність навантаження цієї зубчастої передачі по контактному напруженню.

For the first time the contact problem is got around in the context of the new design of gearing with the three-dimensional point system of the evolvent teeth gearing taking into account the nonlinear relationship between the distortions and stresses. The formulas of the elliptical contact patch dimensioning and maximum contacts of stresses are established. The high load capability of this gearing with respect to the contact stresses is shown.

Постановка проблемы. Повышение нагрузочной способности по контактным и изгибным напряжениям, снижение весогабаритных показателей и улучшение виброакустики зубчатых передач являются актуальной проблемой, успешное решение которой предопределяет развитие редукторостроения. Указанные требования особенно актуальны при создании зубчатых передач с окружными скоростями до 175...225 м/с и передаваемыми мощностями от 60 МВт до 110 МВт. Для решения данной проблемы необходимо, как показали выполненные теоретические и экспериментальные исследования, осуществить качественный переход от традиционных зубчатых передач с начальным линейным контактом зубьев к зубчатым передачам с пространственной точечной системой зацепления зубьев.

Анализ последних исследований. Расчетные напряжения с использованием решений Герца [6] в гиперболических передачах, конических передачах со спиральными зубьями и в передачах Новикова, характеризующихся точечным контактом, достигают величин, которые в несколько раз превышают реальные величины контактных напряжений в указанных передачах. По этой причине указанные напряжения в упомянутых зубчатых передачах определяются по общеизвестной формуле Герца для случая линейного контакта зубьев, что абсолютно не соответствует истине.

С учетом вышеуказанного разработана новая теория контактной прочности упруго сжатых тел [2], которая в отличие от теории Герца, позволяет определять действительные напряжения в зубчатых передачах с пространственной точечной системой зацепления зубьев. Кроме того, решения новой тео-

рии контактной прочности распространяются на все виды зубчатых передач, характеризующихся всевозможными формами зубьев.

Целью работы является решение пространственной задачи применительно к модели контакта двух упруго сжатых круговых цилиндров с перекрещивающимися осями. Указанная расчетная модель контакта относится к новой зубчатой передаче [3-5] с пространственной точечной системой зацепления зубьев, у которой прямолинейные образующие боковых поверхностей зубьев шестерни повернуты под углом $0^\circ < \theta \leq 2^\circ$ относительно прямолинейных образующих боковых поверхностей зубьев колеса.

Изложение основного материала. Решение задачи предусматривает нахождение напряжений на поверхностях однородных и изотропных тел. При этом в зоне контакта создаются только упругие деформации, подчиняющиеся закону Гука. Кроме того, между деформациями и напряжениями имеет место нелинейная взаимосвязь.

Зубчатое зацепление (рисунок 1) с повернутым на угол θ прямолинейными образующими боковых поверхностей зубьев 1 шестерни 2 относительно аналогичных образующих боковых поверхностей зубьев 3 колеса 4 позволяет изготавливать зубья шестерни путем установки режущего инструмента на указанный угол относительно оси заготовки шестерни, что упрощает технологию изготовления зубьев.

Если точечный контакт обеспечивается путем замены прямолинейных образующих боковых поверхностей зубьев колес криволинейными образующими, то в этом случае для получения криволинейных образующих необходимо использовать очень дорогие высокоточные зубошлифовальные станки немецкого производства типа "Хоффлер" либо "Пфаутер-600", которые на Украине имеются лишь в двух городах.

При решении любой пространственной задачи на основе новой теории контактной прочности упруго сжатых тел [2] следует исходить из определения двух равнозначных функций контактных деформаций $W_{(x,y)}$.

Для нахождения первой функции $W_{(x,y)}$ обратимся к рисунку 2,а, на котором цилиндр 1, условно заменяющий зуб шестерни, повернут на угол θ относительно зуба 2, который также условно заменяет зуб колеса. Сечения 3 и 4 указанных цилиндров приведены на рисунке 2,б. При этом под радиусом R_1

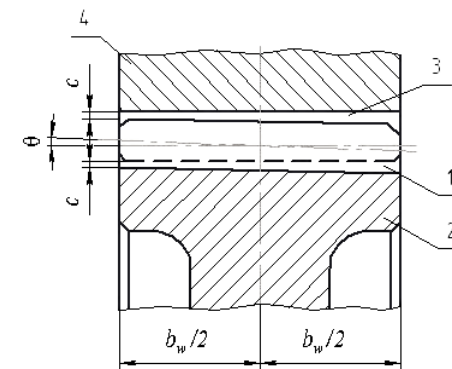


Рисунок 1 – Зубчатое зацепление

подразумевается условный радиус повернутого на угол θ цилиндра 1. Так как величина угла θ мала, то практически можно считать, что радиус $\rho_1^* = \rho_1$.

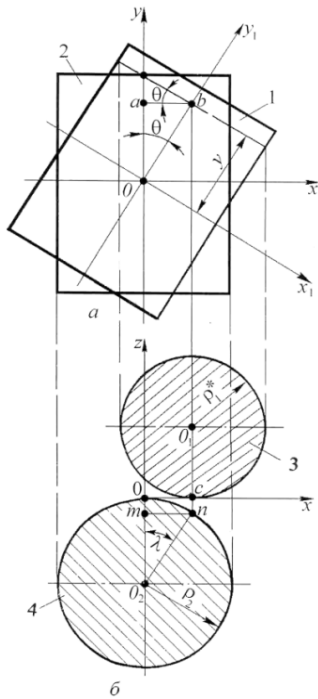


Рисунок 2 – Схематическое изображение поворота цилиндров относительно друг друга (а) и их сечений (б)

В действительности сечение 3 кругового цилиндра представляет собой сечение эллипса с малой полуосью $a = \rho_1 \cos \theta$ и большой полуосью $c = \rho_1$, которые пренебрежимо мало отличаются друг от друга.

При повороте цилиндра 1 относительно цилиндра 2 на угол θ точка a займет положение точки b (рисунок 2, а), тогда, учитывая малую величину угла θ , запишем

$$ab = y \tan \theta = y \theta, \quad (1)$$

где y – текущая координата.

Из рисунка 2,б с учетом выражения (1), полагая, что $\sin \lambda = \lambda$, найдем

$$\sin \lambda = \lambda = \frac{am}{O_2 m} = \frac{ab}{O_2 n} = \frac{y \theta}{\rho_2},$$

где λ – угол, заключенный между отрезками $O_2 m$ и $O_2 n$.

Обозначим величину отрезка $O_2 m = cm$ (рисунок 2,б), который является функцией переменной величины y , через $S_1(y)$, тогда на основании зависимостей (1) и (2) определим

$$S_1(y) = \rho_2 - \rho_2 \cos \theta = \rho_2 (1 - \cos \lambda) = \rho_2 \left(1 - \frac{\cos y \theta}{\rho_2}\right). \quad (3)$$

Разложив функцию $\cos(y \theta / \rho_2)$ в ряд и учитывая при этом малую величину $y \theta / \rho_2$, найдем выражение $\frac{\cos y \theta}{\rho_2} = 1 - \frac{\cos(y^2 \theta^2)}{2 \rho_2^2}$.

С учетом последней зависимости уравнение (3) примет вид

$$S_1(y) = \frac{y^2}{2 R_1}, \quad (4)$$

где $R_1 = \rho_2^2 / \theta^2$ – радиус первого эквивалентного цилиндра.

Если цилиндр 2 повернуть на угол θ по часовой стрелке до совпадения его с положением цилиндра 1, а затем снова вернуть в исходное положение,

то в этом случае по аналогии с функцией (4) найдем выражение функции

$$S_2(y) = \frac{y^2}{2 R_2}, \quad (5)$$

где $R_2 = \rho_2^2 / \theta^2$ – радиус второго эквивалентного цилиндра.

На основании выражений (4) и (5) получим единую функцию

$$S(y) = S_1(y) + S_2(y) = \frac{y^2}{2 R_w}, \quad (6)$$

где $R_w = R_1 R_2 / (R_1 + R_2)$ – приведенный радиус кривизны эквивалентных цилиндров в плоскости xOy .

Уравнение (6) характеризует форму зазора в направлении оси y между эквивалентными цилиндрами. На основании сказанного и исходя из эллиптического закона изменения деформаций в направлении оси y , представим функцию $W(y)$ с учетом $R_w = R_1 R_2 / (R_1 + R_2) = \rho_w^2 / \theta^2$ в следующем виде

$$W(y) = \frac{b_0^2}{2 R_w} \sqrt{1 - \frac{y^2}{b_0^2}} = \frac{b_0^2 \theta^2}{2 \rho_w} \sqrt{1 - \frac{y^2}{b_0^2}}, \quad (7)$$

где $\rho_w = \rho_1 \rho_2 / (\rho_1 + \rho_2)$ – приведенный радиус кривизны эвольвентных зубьев в полюсе зацепления; ρ_1, ρ_2 – радиусы кривизны эвольвентных зубьев соответственно шестерни и колеса в полюсе зацепления; b_0 – большая полуось эллиптической площадки контакта.

В направлении оси x функция $W(x)$ изменяется также по эллиптическому закону, и она имеет вид [2]

$$W(x) = \frac{b_0^2}{2 \rho_w} \sqrt{1 - \frac{x^2}{b_0^2}}, \quad (8)$$

где b_0 – малая полуось эллиптической площадки контакта.

От функций $W(x)$ и $W(y)$ к единой функции $W(x, y)$ в виде:

$$W(x, y) = \frac{b_0^2}{2 \rho_w} \sqrt{\left(1 - \frac{x^2}{b_0^2}\right) \left(1 - \frac{y^2}{b_0^2}\right)} = \frac{b_0^2 \theta^2}{2 \rho_w} \sqrt{\left(1 - \frac{x^2}{b_0^2}\right) \left(1 - \frac{y^2}{b_0^2}\right)}. \quad (9)$$

Уравнение (9) представляет собой функцию распределения контактных деформаций в пределах прямоугольника. В действительности контактные де-

формации распределены в пределах эллиптической площадки контакта с полуосями b_0 и b_z , которая равна $\pi b_0 b_z$. Для интегрирования в дальнейшем функции $W(x, y)$ заменим эллиптическую площадку контакта $\pi b_0 b_z$ эквивалентной площадкой прямоугольника. Исходя из равенства $\pi b_0 b_z = 4b_0 b_{zm}$, найдем выражение параметра $b_{zm} = \pi b_0 / 4$.

В соответствии со сказанным функцию (9) представим следующим образом:

$$W(x, y) = \frac{b_0^2}{2\rho_w} \sqrt{\left(1 - \frac{x^2}{b_0^2}\right) \left(1 - \frac{y^2}{b_{zm}^2}\right)}. \quad (10)$$

При $x = 0$ и $y = 0$ функции (7) и (8) характеризуются одинаковыми значениями максимальных контактных напряжений, в связи с чем запишем равенство $b_0^2 / 2\rho_w = b_z^2 \theta^2 / 2\rho_w$, исходя из которого, получим зависимость

$$\theta = \frac{b_0}{b_z}. \quad (11)$$

Имея функцию (10), перейдем к определению второй равнозначной ей функции $W(x, y)$, исходя из подчинения сближаемых зубьев гипотезе Винклера [2], в соответствии с которой запишем

$$W(x, y) = B(x, y) \sigma(x, y), \quad (12)$$

где $B(x, y)$ – коэффициент подушки сопряжений пары зубьев; $\sigma(x, y)$ – функция контактных напряжений.

Коэффициент подушки $B(x, y)$ является переменной величиной. Для получения указанного коэффициента в виде константы необходимо заменить реальную эпюру распределения напряжений $\sigma(x, y)$ по эллиптической площадке контакта эпюрой средних напряжений σ_m , распределенных по данной площадке контакта и с учетом выражения (11) равных

$$\sigma_m = \frac{F_n}{\pi b_0 b_z} = \frac{\theta F_n}{\pi b_0^2}, \quad (13)$$

После замены в уравнении (12) переменной величины $B(x, y)$ константой B оно примет вид

$$W(x, y) = B \sigma(x, y), \quad (14)$$

Для использования функции (14) необходимо определить выражение коэффициента подушки B . С этой целью запишем зависимость упругого перемещения W зубьев в виде

$$W = C_m \sigma^n, \quad (15)$$

где C_m – размерный параметр, мм/МПа; n – показатель степени нелинейности, принимаемый равным 0,7 [1, 2].

Далее запишем уравнения обобщенного закона Гука [1] применительно к сопряженной паре зубьев:

$$\sigma_1 = \frac{(\varepsilon_{xy} + \nu_1 \varepsilon_{zx}) E_1}{1 - \nu_1^2}, \quad \sigma_2 = \frac{(\varepsilon_{xy} + \nu_2 \varepsilon_{zx}) E_2}{1 - \nu_2^2}, \quad (16)$$

где $\varepsilon_{zx} = \Delta L_{zx} / L_x$; $\varepsilon_{xy} = \Delta L_{xy} / L_y$ – относительные деформации; ΔL_{zx} , ΔL_{xy} – абсолютные деформации; $L_x = 2b_0$, $L_y = 2b_z$ – условные линейные размеры.

При равенстве $\Delta L_{zx} = \Delta L_{xy}$ найдем зависимость $\varepsilon_{zx} L_x = \varepsilon_{xy} L_y$, исходя из которой при $L_x = 2b_0$ и $L_y = 2b_z$ с учетом формулы (11) представим соотношения:

$$\frac{\varepsilon_{xy}}{\varepsilon_{zx}} = \frac{L_x}{L_y} = \frac{2b_0}{2b_z} = \theta, \quad \varepsilon_{xy} = \theta \varepsilon_{zx}.$$

После подстановки правой части зависимости $\varepsilon_{xy} = \theta \varepsilon_{zx}$ в уравнения σ_1 и σ_2 они примут вид:

$$\sigma_1 = \frac{\varepsilon_{zx} (\theta + \nu_1) E_1}{1 - \nu_1^2}. \quad (17)$$

На основе зависимости (15) при $n = 0,7$ и выражений (16), (17) получим два уравнения упругих перемещений сопряженной пары зубьев:

$$\begin{aligned} W &= 2C_{m1} \sigma_1^{0,7} = 2C_{m1} \left\{ \left[\frac{(\theta + \nu_1)}{1 - \nu_1^2} \left(\frac{\Delta L_{zx}}{L_x} \right) \right]^{0,7} \right\}, \\ W &= 2C_{m2} \sigma_2^{0,7} = 2C_{m2} \left\{ \left[\frac{(\theta + \nu_2)}{1 - \nu_2^2} \left(\frac{\Delta L_{zx}}{L_x} \right) \right]^{0,7} \right\}. \end{aligned} \quad (18)$$

Приняв в уравнениях (18) размер $L = 2b_0$, $\Delta L_{zx}^{0,7} = \Delta L_{zx} / \Delta L_{zx}^{0,3}$ и $W = \Delta L_{zx}$, где $\Delta L_{zx}^{0,3} = (b_0^2 / 2\rho_w)^{0,3}$, получим зависимости размерных параметров:

$$C_{m1} = \frac{0,66 b_0^{1,3}}{\rho_w^{0,3}} \left[\frac{1 - \nu_1^2}{(\theta + \nu_1) E_1} \right]^{0,7}, \quad (19)$$

$$C_{m2} = \frac{0,66 b_0^{1,3}}{\rho_w^{0,3}} \left[\frac{1 - \nu_2^2}{(\theta + \nu_2) E_2} \right]^{0,7}, \quad (20)$$

Далее, исходя из зависимости (13) и выражений (19) и (20), найдем уравнения контактной податливости зубьев шестерни и колеса:

$$\begin{aligned} \delta_{k_1} &= \frac{W}{F_n} = \frac{C_{m_1} \sigma_{m_1}^{0.7}}{F_n} = \frac{0.296}{(\rho_w F_n)^{0.8} b_0^{0.4}} \left[\frac{(1 - \nu_1^2) \theta}{(\theta + \nu_1) E_1} \right]^{0.7}; \\ \delta_{k_2} &= \frac{W}{F_n} = \frac{C_{m_2} \sigma_{m_2}^{0.7}}{F_n} = \frac{0.296}{(\rho_w F_n)^{0.8} b_0^{0.4}} \left[\frac{(1 - \nu_2^2) \theta}{(\theta + \nu_2) E_2} \right]^{0.7}. \end{aligned} \quad (21)$$

С учетом размера эллиптической площадки деформации, равной $\pi b_0^2 / \theta$, и зависимостей (21) определим выражение коэффициента подушки

$$B = \frac{\pi b_0^2}{\theta} (\delta_{k_1} + \delta_{k_2}) = \frac{0.93 b_0^{1.9}}{(\rho_w F_n)^{0.8}} \left\{ \left[\frac{(1 - \nu_1^2) \theta}{(\theta + \nu_1) E_1} \right]^{0.7} + \left[\frac{(1 - \nu_2^2) \theta}{(\theta + \nu_2) E_2} \right]^{0.7} \right\}. \quad (22)$$

В соответствии с выражением (22) функция (14) примет окончательный вид

$$W(x, y) = \frac{0.93 b_0^{1.9}}{(\rho_w F_n)^{0.8}} \left\{ \left[\frac{(1 - \nu_1^2) \theta}{(\theta + \nu_1) E_1} \right]^{0.7} + \left[\frac{(1 - \nu_2^2) \theta}{(\theta + \nu_2) E_2} \right]^{0.7} \right\} \sigma(x, y). \quad (23)$$

Затем, воспользовавшись выражениями функций (10) и (23), составим уравнение напряженно-деформированного состояния сопряженной пары зубьев, исходя из $b_{km} = \pi b_k / 4$, $b_k = b_0 / \theta$ и коэффициента $\xi = 32 / 3 \pi^2$, которое примет вид

$$B \int_1^{(-b_1/km)} \int_1^{(b_1/km)} \int_1^{(-b_1/4)} \int_1^{(b_1/4)} \sigma(x, y) dx dy = B F_n = (0.93 F_n).$$

Преобразуем последнее уравнение к виду:

$$b_0^{2.1} = 0.889 \left\{ \left[\frac{(1 - \nu_1^2) \theta \rho_w F_n}{(\theta + \nu_1) E_1} \right]^{0.7} + \left[\frac{(1 - \nu_2^2) \theta \rho_w F_n}{(\theta + \nu_2) E_2} \right]^{0.7} \right\}. \quad (24)$$

Возведя левую и правую части уравнения (24) в степень, равную 10/21, получим зависимость малой полуоси эллипса

$$b_0 = 0.946 \sqrt[10/7]{\left\{ \left[\frac{(1 - \nu_1^2) \theta \rho_w F_n}{(\theta + \nu_1) E_1} \right]^{0.7} + \left[\frac{(1 - \nu_2^2) \theta \rho_w F_n}{(\theta + \nu_2) E_2} \right]^{0.7} \right\}^{10/7}}. \quad (25)$$

На основании зависимости (25) представим выражение большой полуоси эллиптической площадки деформации

$$b_w = \frac{b_0}{\theta} = \frac{0.946}{\theta} = \sqrt[10/7]{\left\{ \left[\frac{(1 - \nu_1^2) \theta \rho_w F_n}{(\theta + \nu_1) E_1} \right]^{0.7} + \left[\frac{(1 - \nu_2^2) \theta \rho_w F_n}{(\theta + \nu_2) E_2} \right]^{0.7} \right\}^{10/7}}. \quad (26)$$

Воспользовавшись зависимостями, найдем уравнение

$$F_n = \pi b_k b_0 \sigma_m = \xi \sigma_m \max \left[\frac{b_{km}}{b_{km} - b_k}, \frac{b_k}{b_k - b_{km}} \right] \int_1^{(-b_1/km)} \int_1^{(b_1/km)} \left(1 - \frac{x^2}{b_k^2} \right) \left(1 - \frac{y^2}{b_{km}^2} \right) dx dy = \frac{2 \pi b_0 b_k \sigma_{max}}{3},$$

исходя из которого получим выражение максимальных контактных напряжений

$$\sigma_{max} = \frac{3 \sigma_m}{2} = \frac{3 \theta F_n}{2 \pi b_0^2}. \quad (27)$$

С учетом зависимости (25) выражение (27) примет вид

$$\sigma_{max} = 0.984 \sqrt[10/7]{\frac{\theta^3 F_n^3}{\left\{ \left[\frac{(1 - \nu_1^2) \theta \rho_w F_n}{(\theta + \nu_1) E_1} \right]^{0.7} + \left[\frac{(1 - \nu_2^2) \theta \rho_w F_n}{(\theta + \nu_2) E_2} \right]^{0.7} \right\}^{10/7}}}. \quad (28)$$

На практике при расчетах зубчатых передач имеет место $E_1 = E_2 = E$ и $\nu_1 = \nu_2 = \nu = 0.8$, в связи с чем уравнения (25), (26) и (28) сведем к более упрощенному виду:

$$b_0 = 1.279 \sqrt[10/7]{\frac{\theta \rho_w F_n}{(\theta + \nu) E}}. \quad (29)$$

$$b_0 = 1.279 \sqrt[10/7]{\frac{\rho_w F_n}{\theta^2 (\theta + \nu) E}}. \quad (30)$$

$$\sigma_{max} = 0.294 \sqrt[10/7]{\frac{\theta (\theta + \nu)^2 E^2 F_n}{\rho_w^2}}. \quad (31)$$

Угол θ , входящий в уравнения (25), (26) и (28)-(31), является неизвестной величиной. Для определения оптимальной величины θ примем в выражении (30) $b_k = b_w / 2$. Затем, разделив левую и правую части полученной зависимости на $b_w / 2$, найдем трансцендентное уравнение

$$\theta = \frac{4,072}{b_w} \sqrt{\frac{A_w F_n}{(\theta + \nu) E b_w}} \quad (32)$$

Решение новой контактной задачи применительно к запатентованным зубчатым передачам [3-5] обусловлено тем, что указанные передачи можно изготавливать на станках отечественного производства. Получение точечного зацепления за счет криволинейных образующих боковых поверхностей зубьев, аналогичного зацепления [3-5], возможно, как известно, при использовании высокоточных зубошлифовальных станков немецкого производства, которые на Украине имеются лишь в двух городах.

Выводы.

1. Впервые установлено, что для обеспечения точечного контакта зубьев необходимо ввести в зацепление прямые зубья конической шестерни с углом начального делительного конуса $\theta \leq 2^\circ$ с прямыми зубьями колеса.
2. Применительно к указанному случаю зацепления зубьев выполнено решение пространственной контактной задачи с учетом нелинейной зависимости между упругими деформациями зубьев и возникающих в них напряжениями.
3. Получены выражения полуосей эллиптической площадки деформации зубьев и максимальных контактных напряжений в явном виде.
4. Показано, что с учетом нелинейности между упругими перемещениями зубьев и возникающими при этом напряжениями нагрузочная способность зацепления превышает таковую в 1,414 раза при отсутствии нелинейности.
5. Подтверждена высокая нагрузочная способность рассматриваемой зубчатой передачи по контактным напряжениям, которая в 1,8...2,6 раза превышает таковую традиционной зубчатой передачи с линейным контактом зубьев.

Список литературы: 1. Левина З.М., Решетов Д.Н. Контактная жесткость машин. – М.: Машиностроение, 1971. – 264с. 2. Попов А.П. Контактная прочность зубчатых механизмов. – Николаев: Изд-во НУК, 2008. – 580с. 3. Патент №25078 на корисну модель. Україна. Евольвентна зубчата передача / Попов О.П. – І200702885; Заявл. 19.03.07; Опубл. 25.07.07. Бюл. №11. 4. Патент №26451 на корисну модель. Україна. Евольвентна зубчата передача / Попов О.П. – І200704288; Заявл. 18.04.07; Опубл. 25.09.07. Бюл. №15. 5. Патент №38196 на корисну модель. Україна. Циліндрична зубчата передача / Попов О.П., Попова Л.О. – І200809878; Заявл. 29.07.08; Опубл. 25.12.08. Бюл. №24. 6. Энциклопедический справочник. Инженерные расчеты в машиностроении. – М.: Машгиз., 1948. – 891с.

Поступила в редколлегию 31.05.10

УДК 621.833.7

О.Г. ПРИЙМАКОВ, к.т.н., профессор ХДТУБА, м. Харків
О.В. УСТИНЕНКО, к.т.н., доц., с.н.с. каф. ТММ і САПР НТУ "ХПІ", м. Харків
Г.О. ПРИЙМАКОВ, аспірант НТУ "ХПІ"

КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНІ ОСОБЛИВОСТІ ПРОЕКТУВАННЯ СИЛОВИХ ХВИЛЬОВИХ ПЕРЕДАЧ

Метою статті є дослідження конструктивно-технологічних особливостей проектування та виготовлення силових хвильових зубчастих передач (СХЗП) з врахуванням пружних деформацій ланок під навантаженням та похибок виготовлення та монтажу.

The purpose of the article is research of constructive-technological features of projection and manufacture of power wave gears (PWG) taking into account elastic strains of links under loading, manufacture and mounting errors.

Проведені дослідження з вибору параметрів хвильової зубчастої передачі [1-3] показують, що найбільш раціональним є вибір геометричних параметрів хвильового зацеплення з умови утворення зони багатопарного зацеплення з нерухомим контактом зубців у районі огинання гнучким колесом жорсткого колеса. Це можливо при рівності в зазначеній зоні кутових кроків зубців гнучкого і жорсткого коліс, що відповідає радіальній деформації гнучкого колеса $W_{\text{г}}$. Однак, при виборі розрахункової деформації $W_{\text{г}}$ гнучкого колеса необхідно додатково враховувати погрішності виготовлення ланок радіального ланцюга силової хвильової зубчастої передачі (СХЗП), а також пружну деформацію ланок цієї передачі. Врахування зазначених факторів здійснюється умовно, за рахунок вибору певного виду сполучення зубців або додаткової деформації гнучкого колеса [1, 2]. Найбільш доцільною є розробка рекомендацій з уточнення розрахункової деформації $W_{\text{г}}$ з врахуванням конкретних конструктивних особливостей СХЗП.

Для евольвентних профілів зубців СХЗП, які є найбільш технологічними, необхідна розрахункова радіальна деформація гнучкого колеса $W_{\text{г}}$ по великій осі з умови одержання безззорного зацеплення дорівнює міжосьовій відстані a_w недеформованих зубчастих коліс. Таким чином, значення $W_{\text{г}}$ залежить від параметрів зацеплення [1]:

$$W_{\text{г}} = a_w = m \frac{z_2 - z_1}{2} \cdot \frac{\alpha_w}{\alpha_w}, \quad (1)$$

де m – модуль зацеплення; z_2 та z_1 – числа зубців жорсткого та гнучкого коліс; α – кут профілю вихідного контуру; α_w – кут зацеплення недеформованих коліс.

У наш час найбільше поширення одержали СХЗП із різницею чисел зу-